


Automatisch schaltbares KraftfahrzeuggetriebeAutomatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe

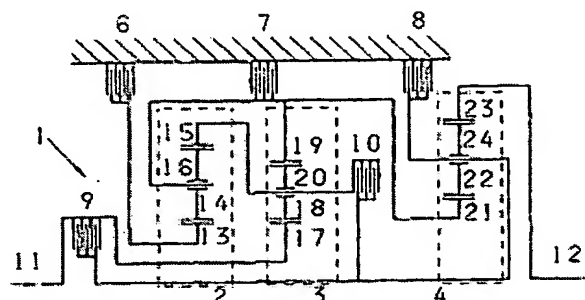
Patent number: DE19912481
Publication date: 2000-09-28
Inventor: DRERUP BERNHARD [DE]; GUMPOLTSBERGER GERHARD [DE]
Applicant: ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]
Classification:
 - **International:** F16H3/62; F16H61/02; F16H63/30
 - **European:** F16H3/66; F16H3/66B
Application number: DE19991012481 19990322
Priority number(s): DE19991012481 19990322

Also published as:

 WO0057081 (A1)

Abstract of DE19912481

The invention relates to an automatic transmission for motor vehicles comprising a first, second and third planetary gear set with pinion cage or a third planetary gear set (4) with pinion cage and a compound planetary gear set (5) which is assembled from the first and the second planetary gear sets with pinion cage. The automatic transmission also comprises three brakes (6, 7, 8) and two clutches (9, 10) for changing between six forward gears and a reverse gear. The following components are permanently linked: the drive shaft (11) is directly connected to the sun wheel of the second planetary gear set or to the second sun wheel (28) of the compound planetary gear set (5) and the drive shaft (12) is connected to the ring gear (23) of the third planetary gear set (4). In addition, the pinion cage of the first planetary gear set is connected to the ring gear of the second planetary gear set and to the sun wheel of the third planetary gear set or, in case of a compound planetary gear set (5), the ring gear (31) of said compound planetary gear set (5) is connected to the sun wheel (21) of the third planetary gear set (4) and the ring gear of the first planetary gear set is connected to the pinion cage of the second planetary gear set or, again in the case of a compound planetary gear set (5), the first pinion cage (30) is connected to the second pinion cage (30) of said compound planetary gear set (5).



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ Offenlegungsschrift ⑩ DE 199 12 481 A 1

⑤1 Int. Cl.⁷:
F 16 H 3/62
F 16 H 61/02
F 16 H 63/30

②1 Aktenzeichen: 199 12 481.7
②2 Anmeldetag: 22. 3. 1999
④3 Offenlegungstag: 28. 9. 2000

DE 199 12 481 A 1

⑦1 Anmelder:
ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen, DE

⑦2 Erfinder:
Drerup, Bernhard, 88079 Kressbronn, DE;
Gumpoltsberger, Gerhard, 88045 Friedrichshafen, DE

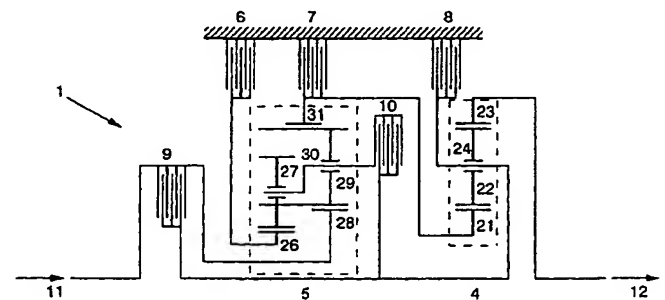
⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE	195 24 699 A1
DE	195 24 698 A1
DE	44 05 048 A1
DE	43 15 727 A1
DE	27 21 719 A1
GB	20 17 839 A
US	57 07 312 A
US	55 99 251
US	39 96 817
EP	04 34 525 B1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤4 Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe

⑤7 Die Erfindung betrifft ein automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Einsteg-Planetensatz oder mit einem dritten Einsteg-Planetensatz (4) und einem aus dem ersten und dem zweiten Einsteg-Planetensatz zusammengesetzten Planetensatz (5) und mit drei Bremsen (6, 7, 8) und zwei Kupplungen (9, 10) zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang sowie mit einer Antriebs- (11) und einer Abtriebswelle (12). Dabei sind die folgenden Bauteile ständig miteinander verbunden: die Antriebswelle (11) direkt mit dem Sonnenrad des zweiten Planetensatzes oder mit dem zweiten Sonnenrad (28) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) und die Abtriebswelle (12) mit dem Hohlrad (23) des dritten Planetensatzes (4). Ferner ist der Steg des ersten Planetensatzes mit dem Hohlrad des zweiten Planetensatzes und mit dem Sonnenrad des dritten Planetensatzes oder bei zusammengesetztem Planetensatz (5) ist das Hohlrad (31) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) mit dem Sonnenrad (21) des dritten Planetensatzes (4) und das Hohlrad des ersten Planetensatzes mit dem Steg des zweiten Planetensatzes oder bei zusammengesetztem Planetensatz (5) ist der erste Steg (30) mit dem zweiten Steg (30) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) verbunden.



DE 199 12 481 A 1

Die vorliegende Erfindung betrifft ein automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Einsteg-Planetensatz oder mit einem dritten Einsteg-Planetensatz und einem aus dem ersten und dem zweiten Einsteg-Planetensatz zusammengesetzten Planetensatz sowie mit drei Bremsen und zwei Kupplungen zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang und mit einer Antriebs- und einer Abtriebswelle.

Ein derartiges automatisches Mehrgang-Getriebe für Fahrzeuge ist aus der EP 0 434 525 B1 bereits bekannt. Dieses Getriebe zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß es zwei Leistungswege aufweist, nämlich einen ersten Leistungsweg, der ein erstes festes Übersetzungsverhältnis aufweist und die erste und zweite Kupplung enthält sowie einen zweiten Leistungsweg, der ein zweites festes, jedoch gegenüber dem ersten höheres Übersetzungsverhältnis im gleichen Drehsinn aufweist und die dritte Kupplung enthält.

Automatisch schaltbare Kraftfahrzeuggetriebe in Planetenbauweise im allgemeinen sind im Stand der Technik bereits vielfach beschrieben und unterliegen einer permanenten Weiterentwicklung und Verbesserung. So sollen diese Getriebe eine ausreichende Anzahl von Vorwärtsgängen sowie einen Rückwärtsgang und eine für Kraftfahrzeuge sehr gut geeignete Übersetzung mit einer hohen Gesamtpreisung sowie günstigen Stufensprüngen aufweisen. Ferner sollen diese eine hohe Anfahrübersetzung in Vorwärtsrichtung ermöglichen und einen direkten Gang enthalten sowie für den Einsatz sowohl in Pkw als auch in Nkw geeignet sein. Außerdem sollen diese Getriebe einen geringen Bauaufwand, insbesondere eine geringe Anzahl an Schaltelementen, erfordern und bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vermeiden, so daß bei Schaltungen in definierten Ganggruppen jeweils nur zwei Schaltelemente betätigt werden oder ein Schaltelement gewechselt wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein verbessertes neuartiges Getriebe anzugeben, welches bekannte Nachteile vermeidet, die oben genannten Anforderungen erfüllt und insbesondere eine sehr gute Abstufung zwischen dem ersten und zweiten sowie dem fünften und sechsten Gang ermöglicht. Ferner soll das Getriebe derart ausgestaltet sein, so daß es eine beliebige Ausbildung und Anordnung des Anfahrlements sowie des Antriebs und des Abtriebs gestattet.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch ein automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe der eingangs genannten Art mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Das gattungsgemäße Kraftfahrzeuggetriebe ist derart ausgebildet, so daß die folgenden Bauteile ständig miteinander verbunden sind: Die Antriebswelle ist direkt mit dem Sonnenrad des zweiten Planetensatzes oder mit dem zweiten Sonnenrad des zusammengesetzten Planetensatzes verbunden. Die Abtriebswelle ist mit dem Hohlrad des dritten Planetensatzes und der Steg des ersten Planetensatzes ist mit dem Hohlrad des zweiten Planetensatzes und mit dem Sonnenrad des dritten Planetensatzes verbunden oder bei zusammengesetztem Planetensatz ist das Hohlrad des zusammengesetzten Planetensatzes mit dem Sonnenrad des dritten Planetensatzes verbunden. Ferner ist das Hohlrad des ersten Planetensatzes ständig mit dem Steg des zweiten Planetensatzes oder bei zusammengesetztem Planetensatz ist der erste Steg mit dem zweiten Steg des zusammengesetzten Planetensatzes in Verbindung.

Damit ist ein automatisch schaltbares Fahrzeuggetriebe mit sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang angegeben, welches vorteilhafterweise eine für Kraftfahrzeuge sehr gut geeignete Übersetzung mit einer hohen Gesamtpreisung und günstigen Stufensprüngen aufweist. Insbe-

sondere wird mit einem derartigen Getriebe eine vorteilhafte Abstufung zwischen dem ersten und zweiten sowie zwischen dem fünften und sechsten Gang erreicht. Durch eine direkte Übersetzung im vierten Gang ermöglicht das erfindungsgemäße Getriebe vorteilhafterweise in dem ersten bis dritten Gang drei Übersetzungen ins Langsame sowie zwei Übersetzungen ins Schnelle in dem fünften und sechsten Gang. Ein derartiges Getriebe ist außerdem sowohl für den Einsatz in Pkw als auch in Nkw geeignet und zeichnet sich durch einen geringen Bauaufwand aus, d. h., zwei Kupplungen und drei Bremsen, so daß bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vermieden werden und somit bei jeder beliebigen Schaltung innerhalb einer Gruppe von Gängen jeweils nur ein Schaltelement betätigt wird.

Das erfindungsgemäße Getriebe ist vorteilhafterweise in zwei Versionen ausführbar, wobei sich diese durch unterschiedliche Ausbildungen bzw. Verbindungen der einzelnen Planetensätze miteinander unterscheiden. Die erste Grundversion besteht im wesentlichen aus drei Einsteg-Planetensätzen, welche wiederum unterschiedlich zueinander angeordnet sein können. Die zweite Grundversion des erfindungsgemäßen Getriebes besteht im wesentlichen aus einem Einsteg-Planetensatz sowie aus einem, aus zwei Einsteg-Planetensätzen zusammengesetzten Planetensatz (Ravigneaux-Satz), welcher ebenfalls an unterschiedlichen Stellen im Getriebe angeordnet und mit dem Einsteg-Planetensatz verbunden ist.

Die Antriebs- und die Abtriebswelle können dabei sowohl koaxial zueinander auf gegenüberliegenden Seiten als auch beide auf der selben Seite des Getriebegehäuses angeordnet sein. Ferner ist auch die Anordnung des Abtriebs aus dem Getriebe zwischen den Planetensätzen und einer Kupplung oder auch zwischen dem Ravigneaux-Satz und dem Einsteg-Planetensatz möglich.

In einer Weiterbildung der Erfindung wird vorgeschlagen, daß die erste Kupplung in dem vierten, fünften und sechsten Gang und die zweite Kupplung in dem ersten, zweiten, dritten und vierten Gang betätigt wird.

Die erste Bremse wird in dem dritten und fünften Gang und in dem Rückwärtsgang, die zweite Bremse in dem zweiten und sechsten Gang und die dritte Bremse in dem ersten Gang und dem Rückwärtsgang betätigt. Damit wird vorteilhafterweise erreicht, daß jeweils nur ein Schaltelement bei jeder beliebigen Schaltung zwischen dem ersten und vierten Gang und zwischen dem vierten und sechsten Gang ein Schaltelement gewechselt wird. Somit werden bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vorteilhafterweise vermieden.

Weitere Ziele, Merkmale, Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung der Ausführungsbeispiele, die in den Zeichnungen näher dargestellt sind. Dabei bilden alle beschriebenen und/oder bildlich dargestellten Merkmale für sich oder in beliebiger sinnvoller Kombination den Gegenstand der Erfindung, unabhängig von ihrer Zusammenfassung in den Ansprüchen und deren Rückbeziehung.

Es zeigen:

Fig. 1 ein Getriebe mit koaxialem An- und Abtrieb sowie drei Einsteg-Planetensätzen in schematischer Darstellung;

Fig. 2 ein Getriebe mit koaxialem An- und Abtrieb mit einem zusammengesetzten Planetensatz sowie einem Einsteg-Planetensatz in schematischer Darstellung;

Fig. 3 ein Getriebe mit Abtrieb zwischen den Planetensätzen und einer Kupplung in schematischer Darstellung;

Fig. 4 ein Getriebe mit Abtrieb zwischen den Einsteg-Planetensätzen in schematischer Darstellung;

Fig. 5 ein Getriebe mit koaxialem An- und Abtrieb gemäß Darstellung in Fig. 1, jedoch mit einem Drehmomentwand-

ler für eine Standard-Getriebeanordnung;

Fig. 6 ein Getriebe gemäß Darstellung in Fig. 3, jedoch mit einem vorgeschalteten Torsionsschwingungsdämpfer und einer integrierten Anfahrbremse für eine Front-Quer-Anordnung in einem Pkw in schematischer Darstellung;

Fig. 7 bis 10 beispielhafte Übersetzungsreihen für ein Getriebe gemäß Fig. 1;

Fig. 11 bis 14 beispielhafte Übersetzungsreihen für ein Getriebe gemäß Fig. 2 und

Fig. 15 ein Schaltschema für ein erfindungsgemäßes Getriebe.

Ein erfindungsgemäßes Getriebe 1 (Fig. 1) besteht im wesentlichen aus den Einsteg-Planetensätzen 2, 3, 4 sowie den Bremsen 6, 7, 8 und den beiden Kupplungen 9 und 10. Die Antriebswelle 11 ist koaxial zur Abtriebswelle 12 angeordnet. Die Planetensätze 2, 3, 4 bestehen alle aus jeweils einem Sonnenrad, einem Steg mit Planetenrädern sowie einem Hohlrad, welche miteinander wie folgt verbunden sind: Die Antriebswelle 11 ist ständig verbunden mit dem Sonnenrad 17 des zweiten Planetensatzes 3. Die Antriebswelle 11 ist ferner über die erste Kupplung 9 mit dem Steg des dritten Planetensatzes 4 sowie über eine weitere Kupplung 10 mit dem Steg 20 des zweiten Planetensatzes 3 und über diesen Steg 20 mit dem Hohlrad 15 des ersten Planetensatzes 2 verbindbar.

Das Sonnenrad 13 des ersten Planetensatzes 2 ist über die Bremse 6 an dem Gehäuse des Getriebes 1 feststellbar. Der Steg 16 des ersten Planetensatzes 2 ist mit dem Hohlrad 19 des zweiten Planetensatzes 3 und dem Sonnenrad 21 des dritten Planetensatzes 4 verbunden und über eine Bremse 7 an dem Gehäuse feststellbar. Der Steg 24 des dritten Planetensatzes ist ferner über eine Bremse 8 festlegbar. Die Abtriebswelle 12 ist sowohl gemäß Darstellung in Fig. 1 als auch in allen anderen Darstellungen der Fig. 2 bis 6 in ständiger Verbindung mit dem Hohlrad 23 des dritten Planetensatzes 4.

In einer zweiten Ausbildungsvariante des erfindungsgemäßen Getriebes (Fig. 2) mit ebenfalls koaxialem An- und Abtrieb 11, 12 ist anstelle des ersten und zweiten Planetensatzes ein zusammengesetzter Planetensatz 5 (Ravigneaux-Satz) und ein Einsteg-Planetensatz 4 vorgesehen. Alle Elemente, die den Fig. 1 bis 6 gemeinsam sind oder die gleichen Funktionen ausüben, sind nachfolgend mit den selben Bezugszeichen versehen.

Die Antriebswelle 11 ist in ständiger Antriebsverbindung mit dem zweiten Sonnenrad 28 des zusammengesetzten Planetensatzes 5. Das erste Sonnenrad 26 des zusammengesetzten Planetensatzes 5 ist durch die Bremse 6 an dem Gehäuse feststellbar. Die ersten und zweiten Stege 30 des zusammengesetzten Planetensatzes 5 sind ständig miteinander in Verbindung. Das Hohlrad 31 des zusammengesetzten Planetensatzes ist in ständiger Verbindung mit dem Sonnenrad 21 des Einsteg-Planetensatzes 4 und über die Bremse 7 an dem Gehäuse feststellbar.

Die Antriebswelle 11 ist über die erste Kupplung 9 und die zweite Kupplung 10 mit dem Steg 30 des zusammengesetzten Planetensatzes 5 und mit dem Steg 24 des Einsteg-Planetensatzes 4 verbindbar. Der Steg 24 ist ferner über die dritte Bremse 8 feststellbar, das Hohlrad 23 des Planetensatzes 4 ist ebenfalls in ständiger Verbindung mit der Abtriebswelle 12.

Das automatische Getriebe gemäß Darstellung in Fig. 3 entspricht im wesentlichen einer spiegelbildlichen Ausführung des Getriebes in Fig. 2, wobei der Einsteg-Planetensatz 4 und der zusammengesetzte Planetensatz 5 gegeneinander vertauscht sind. Alternativ zu den obigen Darstellungen ist die Abtriebswelle 12 gemäß Fig. 3 zwischen dem Einsteg-Planetensatz 4 und der ersten Kupplung 9 angeordnet.

Eine weitere alternative Anordnung der Abtriebswelle 12 (Fig. 4) besteht darin, daß diese zwischen dem zweiten und dem dritten Planetensatz 3 und 4 angeordnet ist. Dabei entsprechen die Einsteg-Planetensätze 2, 3 und 4 im wesentlichen einer spiegelbildlichen Darstellung gemäß Fig. 1. Die Antriebswelle 11 ist in ständiger Verbindung mit dem Sonnenrad 17 des zweiten Planetensatzes 3 sowie über die erste Kupplung 9 mit dem Steg 24 des dritten Planetensatzes 4 sowie über eine weitere Kupplung 10 mit dem Steg 20 des zweiten Planetensatzes 3 verbindbar. Der Abtrieb 12 erfolgt über das Hohlrad 23 des dritten Planetensatzes 4.

In einer weiteren Anwendung (Fig. 5) der Erfindung ist zwischen der Antriebswelle 11 und der ersten Kupplung 9 ein Drehmomentwandler 32 vorgesehen. Die Ausbildung des Planetengetriebes an sich entspricht der Ausbildung gemäß Fig. 1.

In einer weiteren Ausbildung (Fig. 6) ist dem Planetensatz gemäß Darstellung in Fig. 3 ein Torsionsschwingungsdämpfer 34 vorgeschaltet und ein Anfahren erfolgt über die integrierte Anfahrbremse 8. Die Abtriebswelle 12 ist über das Achsdifferential 35 mit den Antriebsrädern 36 und 37 in Verbindung.

Den beispielhaften Übersetzungsreihen gemäß Fig. 7 bis 14 ist gemeinsam, daß der vierte Gang jeweils als direkter Gang mit $i = 1,00$ ausgebildet ist und daß sich somit für jede Übersetzungsreihe drei Übersetzungen ins Langsame für den ersten bis dritten Gang sowie zwei Übersetzungen ins Schnelle für den fünften und sechsten Gang ergeben. Somit wird insbesondere eine sehr gute Abstufung zwischen dem jeweils ersten und zweiten sowie dem fünften und sechsten Gang einer jeden Übersetzungsreihe ermöglicht.

Dem Schaltschema (Fig. 15) ist entnehmbar, daß in den Gängen eins bis vier die zweite Kupplung K2 und in den Gängen vier bis sechs die erste Kupplung K1 geschaltet ist, wobei sich beide im vierten Gang überschneiden. In den Gängen eins bis drei ist jeweils eine Bremse B3, B2 bzw. B1 zugeschaltet; in den Gängen fünf und sechs jeweils die Bremsen B1 und B2. Der Rückwärtsgang wird durch Betätigen der Bremsen B1 sowie B3 geschaltet, eine Neutralstellung bei Stillstand ist optional durch Schalten der Bremsen B2 und B3 einstellbar.

Patentansprüche

1. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe
 - mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Einsteg-Planetensatz oder mit einem dritten Einsteg-Planetensatz und einem aus dem ersten und dem zweiten Einsteg-Planetensatz zusammengesetzten Planetensatz und
 - mit drei Bremsen und zwei Kupplungen zum Schalten von sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang sowie
 - mit einer Antriebs- und einer Abtriebswelle,**dadurch gekennzeichnet**, daß die folgenden Bauteile ständig miteinander verbunden sind:
 - die Antriebswelle (11) direkt mit dem Sonnenrad (17) des zweiten Planetensatzes (3) oder mit dem zweiten Sonnenrad (28) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) und
 - die Abtriebswelle (12) mit dem Hohlrad (23) des dritten Planetensatzes (4) und
 - der Steg (16) des ersten Planetensatzes (2) mit dem Hohlrad (19) des zweiten Planetensatzes (3) und mit dem Sonnenrad (21) des dritten Planetensatzes (4) oder bei zusammengesetztem Planetensatz (5) das Hohlrad (31) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) mit dem Sonnenrad (21) des

dritten Planetensatzes (4) und

- das Hohlrad (15) des ersten Planetensatzes (2) mit dem Steg (20) des zweiten Planetensatzes (3) oder bei zusammengesetztem Planetensatz (5) der erste Steg (30) mit dem zweiten Steg (30) des zusammengesetzten Planetensatzes (5). 5

2. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (11) über die erste Kupplung (9) mit dem Steg (24) des dritten Planetensatzes (4) verbindbar ist. 10

3. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg (24) des dritten Planetensatzes (4) über die zweite Kupplung (10) mit dem Steg (20) des zweiten Planetensatzes (3) und dem Hohlrad (15) des ersten Planetensatzes (2) oder daß bei zusammengesetztem Planetensatz (5) der Steg (24) des dritten Planetensatzes (4) über die zweite Kupplung (10) mit dem Steg (30) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) verbindbar ist. 20

4. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Sonnenrad (13) des ersten Planetensatzes (2) über die erste Bremse (6) mit dem Gehäuse oder bei zusammengesetztem Planetensatz (5) das erste Sonnenrad (26) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) über die erste Bremse (6) mit dem Gehäuse des Getriebes (1) verbindbar ist. 25

5. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg (16) des ersten Planetensatzes (2) und das Hohlrad (19) des zweiten Planetensatzes (3) und das Sonnenrad (21) des dritten Planetensatzes (4) über die zweite Bremse (7) mit dem Gehäuse oder bei zusammengesetztem Planetensatz (5) das Hohlrad (31) des zusammengesetzten Planetensatzes (5) und das Sonnenrad (21) des dritten Planetensatzes (4) über die zweite Bremse (7) mit dem Gehäuse des Getriebes (1) verbindbar sind. 30 35

6. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg (24) des dritten Planetensatzes (4) über die dritte Bremse (8) mit dem Gehäuse verbindbar ist. 40

7. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Kupplung (9) in dem vierten, fünften und sechsten Gang betätigt wird. 45

8. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Kupplung (10) in dem ersten, zweiten, dritten und vierten Gang betätigt wird. 50

9. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Bremse (6) in dem dritten und fünften Gang und dem Rückwärtsgang betätigt wird. 55

10. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Bremse (7) im dem zweiten und sechsten Gang betätigt wird. 60

11. Automatisch schaltbares Kraftfahrzeuggetriebe nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Bremse (8) in dem ersten Gang und dem Rückwärtsgang betätigt wird. 65

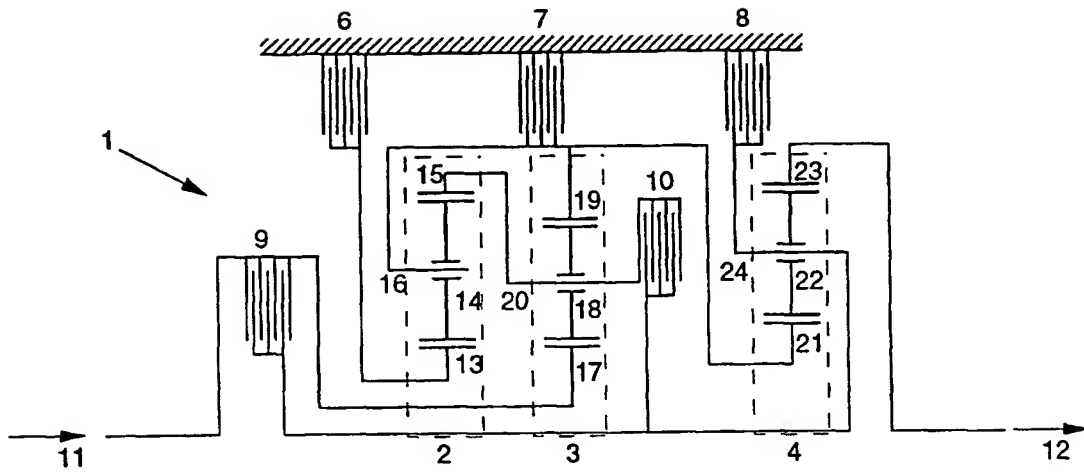


Fig. 1

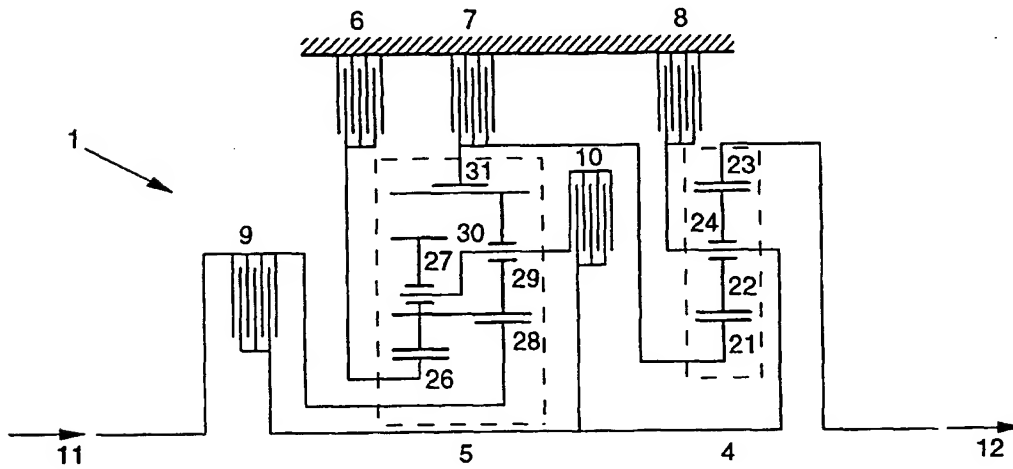


Fig. 2

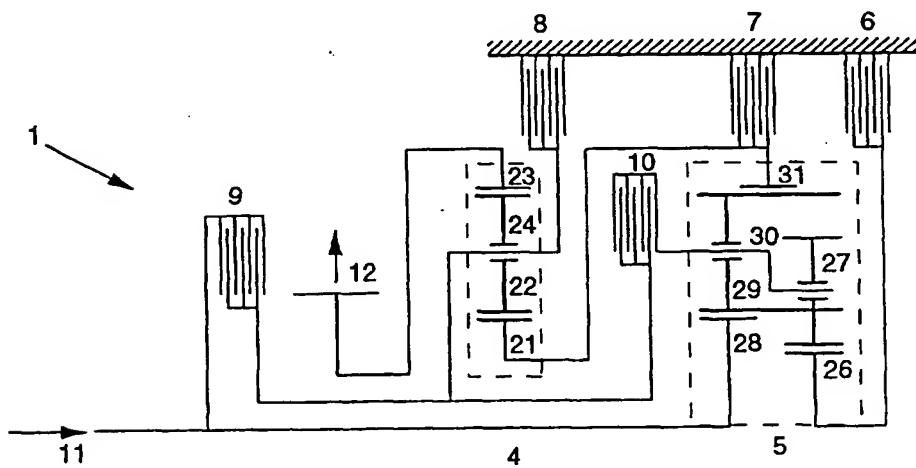


Fig. 3

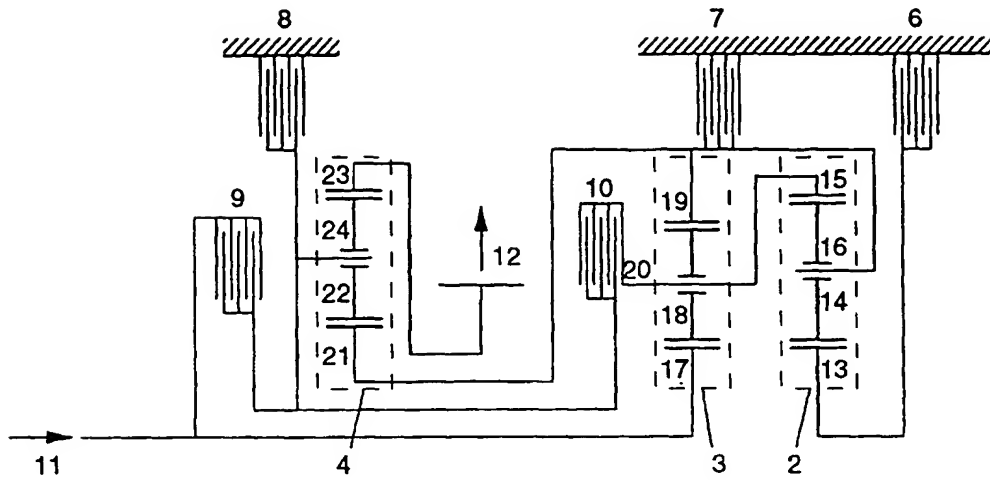


Fig. 4

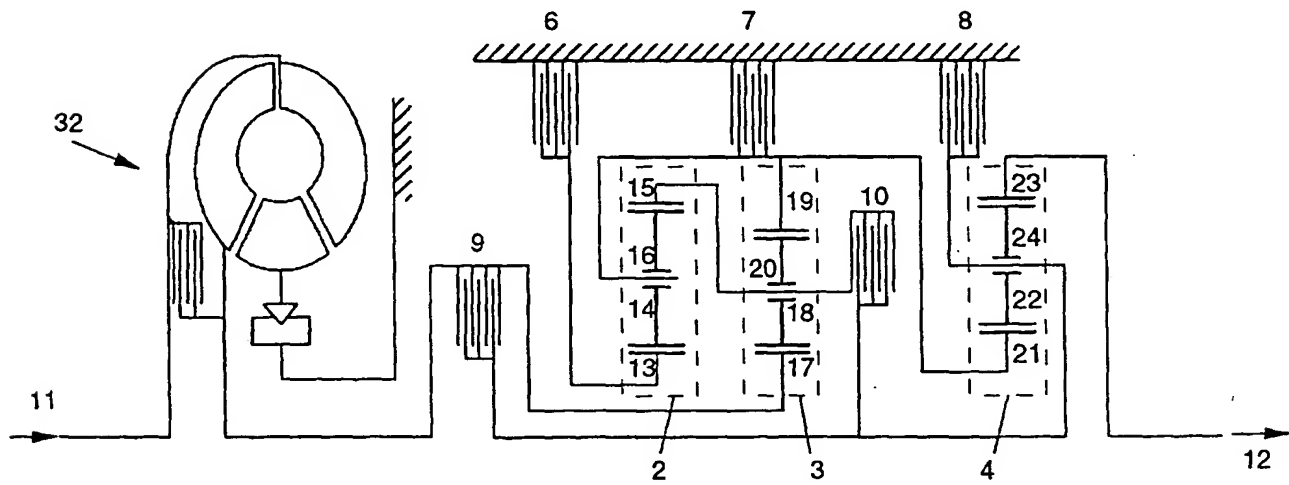


Fig. 5

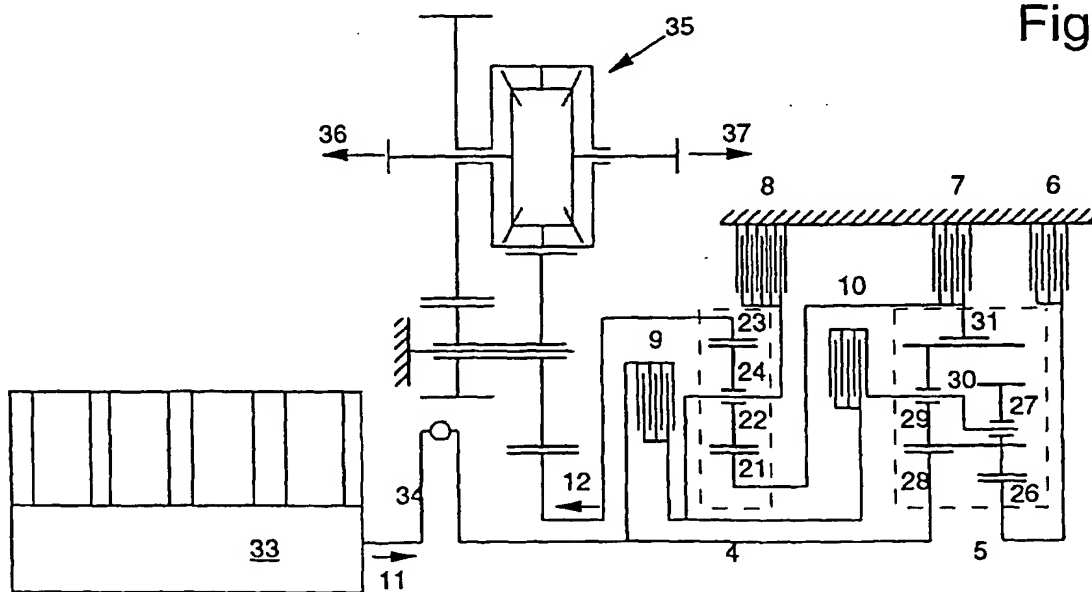


Fig. 6

Fig. 7

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1:	$i_1 = -2,132$	$z_{011} = 53$	$z_{012} = 30$	$z_{013} = -113$
P 2:	$i_2 = -1,938$	$z_{021} = 48$	$z_{022} = 22$	$z_{023} = -93$
P 3:	$i_3 = -1,938$	$z_{031} = 48$	$z_{032} = 22$	$z_{033} = -93$
1. Gang	$i_1 = 3,754$	$\varphi_{12} = 1,938$		
2. Gang	$i_2 = 1,938$	$\varphi_{23} = 1,394$		
3. Gang	$i_3 = 1,390$	$\varphi_{34} = 1,390$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,299$		
5. Gang	$i_5 = 0,770$	$\varphi_{56} = 1,167$		
6. Gang	$i_6 = 0,660$			
R-Gang	$i_R = -4,607$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,691$			

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1:	$i_1 = -3,043$	$z_{011} = 47$	$z_{012} = 48$	$z_{013} = -143$
P 2:	$i_2 = -1,857$	$z_{021} = 56$	$z_{022} = 24$	$z_{023} = -104$
P 3:	$i_3 = -1,696$	$z_{031} = 56$	$z_{032} = 20$	$z_{033} = -95$
1. Gang	$i_1 = 3,151$	$\varphi_{12} = 1,753$		
2. Gang	$i_2 = 1,798$	$\varphi_{23} = 1,411$		
3. Gang	$i_3 = 1,274$	$\varphi_{34} = 1,274$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,285$		
5. Gang	$i_5 = 0,778$	$\varphi_{56} = 1,236$		
6. Gang	$i_6 = 0,629$			
R-Gang	$i_R = -3,289$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,008$			

Fig. 9

Fig. 11

Standübersetzungen:		Zähnezahlen:		
P 1/2:	$i_1 = 2,943$	$z_{011} = 35$	$z_{012} = 27$	$z_{013} = -103$
	$i_2 = -1,981$	$z_{021} = 52$	$z_{022} = 26$	
P 3:	$i_3 = -1,980$	$z_{031} = 49$	$z_{032} = 24$	$z_{033} = -97$
1. Gang	$i_1 = 3,921$	$\varphi_{12} = 1,980$		
2. Gang	$i_2 = 1,980$	$\varphi_{23} = 1,387$		
3. Gang	$i_3 = 1,428$	$\varphi_{34} = 1,428$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,306$		
5. Gang	$i_5 = 0,766$	$\varphi_{56} = 1,153$		
6. Gang	$i_6 = 0,664$			
R-Gang	$i_R = -5,017$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,902$			

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1/2:	$i_1 = 3,629$	$z_{011} = 35$	$z_{012} = 34$	$z_{013} = -127$
	$i_2 = -1,896$	$z_{021} = 67$	$z_{022} = 30$	
P 3:	$i_3 = -1,776$	$z_{031} = 58$	$z_{032} = 21$	$z_{033} = -103$
1. Gang	$i_1 = 3,366$	$\varphi_{12} = 1,817$		
2. Gang	$i_2 = 1,852$	$\varphi_{23} = 1,406$		
3. Gang	$i_3 = 1,318$	$\varphi_{34} = 1,318$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,295$		
5. Gang	$i_5 = 0,772$	$\varphi_{56} = 1,207$		
6. Gang	$i_6 = 0,640$			
R-Gang	$i_R = -3,732$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,262$			

Fig. 13

Fig. 8

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1:	$i_1 = -3,043$	$z_{011} = 47$	$z_{012} = 48$	$z_{013} = -143$
P 2:	$i_2 = -1,842$	$z_{021} = 57$	$z_{022} = 24$	$z_{023} = -105$
P 3:	$i_3 = -1,842$	$z_{031} = 57$	$z_{032} = 24$	$z_{033} = -105$
1. Gang	$i_1 = 3,393$	$\varphi_{12} = 1,842$		
2. Gang	$i_2 = 1,842$	$\varphi_{23} = 1,435$		
3. Gang	$i_3 = 1,283$	$\varphi_{34} = 1,283$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,262$		
5. Gang	$i_5 = 0,792$	$\varphi_{56} = 1,222$		
6. Gang	$i_6 = 0,648$			
R-Gang	$i_R = -3,563$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,235$			

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1:	$i_1 = -2,358$	$z_{011} = 53$	$z_{012} = 36$	$z_{013} = -125$
P 2:	$i_2 = -1,696$	$z_{021} = 56$	$z_{022} = 20$	$z_{023} = -95$
P 3:	$i_3 = -1,696$	$z_{031} = 56$	$z_{032} = 20$	$z_{033} = -95$
1. Gang	$i_1 = 2,878$	$\varphi_{12} = 1,696$		
2. Gang	$i_2 = 1,696$	$\varphi_{23} = 1,325$		
3. Gang	$i_3 = 1,280$	$\varphi_{34} = 1,280$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,314$		
5. Gang	$i_5 = 0,761$	$\varphi_{56} = 1,209$		
6. Gang	$i_6 = 0,629$			
R-Gang	$i_R = -3,636$			
Gesamt	$\varphi_0 = 4,574$			

Fig. 10

Fig. 12

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1/2:	$i_1 = 3,219$	$z_{011} = 32$	$z_{012} = 28$	$z_{013} = -103$
	$i_2 = -2,102$	$z_{021} = 49$	$z_{022} = 27$	
P 3:	$i_3 = -1,764$	$z_{031} = 55$	$z_{032} = 21$	$z_{033} = -97$
1. Gang	$i_1 = 3,707$	$\varphi_{12} = 1,873$		
2. Gang	$i_2 = 1,980$	$\varphi_{23} = 1,408$		
3. Gang	$i_3 = 1,405$	$\varphi_{34} = 1,405$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,331$		
5. Gang	$i_5 = 0,752$	$\varphi_{56} = 1,178$		
6. Gang	$i_6 = 0,638$			
R-Gang	$i_R = -4,229$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,809$			

Standübersetzung:		Zähnezahlen:		
P 1/2:	$i_1 = 3,147$	$z_{011} = 34$	$z_{012} = 29$	$z_{013} = -107$
	$i_2 = -1,911$	$z_{021} = 56$	$z_{022} = 25$	
P 3:	$i_3 = -1,696$	$z_{031} = 56$	$z_{032} = 19$	$z_{033} = -95$
1. Gang	$i_1 = 3,241$	$\varphi_{12} = 1,770$		
2. Gang	$i_2 = 1,831$	$\varphi_{23} = 1,353$		
3. Gang	$i_3 = 1,354$	$\varphi_{34} = 1,354$		
4. Gang	$i_4 = 1,000$	$\varphi_{45} = 1,339$		
5. Gang	$i_5 = 0,747$	$\varphi_{56} = 1,187$		
6. Gang	$i_6 = 0,629$			
R-Gang	$i_R = -3,996$			
Gesamt	$\varphi_0 = 5,152$			

Fig. 14

Gang	K1	K2	B1	B2	B3
1		x			x
2		x		x	
3		x	x		
4	x	x			
5	x		x		
6	x			x	
R			x		x
(NBS)				(x)	(x)

Fig. 15

THIS PAGE BLANK (USPTO)